

结构与可靠性

基于动力学的柴油机连杆疲劳仿真

石磊¹, 张华兵², 徐聪聪², 梁刚²

(1. 海军驻七一一研究所军事代表室, 上海 201108; 2. 七一一研究所, 上海 201108)

摘要: 为评估某大型柴油机连杆的疲劳特性, 建立了模态缩减的动力学模型, 获得连杆的循环载荷历程, 结合以轴瓦高出度过盈的加载方法, 模拟了整个工作循环的动态应力变化, 随后基于多轴疲劳模型并采用两种等效方法, 预测了连杆的疲劳危险位置。结果表明, 该连杆的最小安全系数出现在杆身油孔处, 满足疲劳要求。针对动态载荷历程, 按历程的拐点和极值法真实高效的反映连杆动态疲劳, 不仅能反映拉压为主的杆身及油孔的疲劳危险位置, 还能体现纵向摆动对大小端孔的疲劳影响, 安全系数误差在3%以内。

关键词: 连杆; 动力学; 多轴疲劳; 安全系数

中图分类号: TK423.3⁺2 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2018)03-0021-05

Fatigue Simulation of Diesel Engine Connecting Rod Based on Dynamics Analysis

Shi Lei¹, Zhang Huabing², Xu Congcong², Liang Gang²(1. Naval Deputy Office of SMDERI, Shanghai 201108;
2. Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai 201108)

Abstract: To assess the fatigue properties of connecting rod for large diesel engine, the modal reduction dynamics model was established, and a complete cycle load history was obtained. Combined with the bearing bush interference method, the dynamics stress of the whole working circle was simulated. Based on multi-axial fatigue model, the fatigue risk position was predicted with two equivalent methods. The results show that the minimum fatigue safety factor of the connecting rod appears in the oil hole of rod body and satisfies the fatigue requirement. With regard to dynamics loading course, the method using the inflection point of the loading course and the extreme value can effectively simulate the actual dynamic fatigue of the connecting rod, including not only the fatigue risk position at the rod body and oil hole, but also the fatigue influence of longitudinal oscillation on the connecting rod eye at both ends, with the safety factor error within 3%.

Key words: connecting rod; dynamics; multi-axial fatigue; safety factor

0 引言

连杆是柴油机的关键部件之一, 在高速运动时承受拉伸、压缩和纵向弯曲等复杂交变载荷, 连杆结构的疲劳特性直接决定柴油机的可靠性。随着柴油机强化指标不断提高, 连杆的疲劳设计必须协调结构尺寸、重量、强度和刚度之间的矛盾, 以适应

复杂苛刻的工作条件, 因而连杆疲劳特性预测具有重要的实际工程意义。

目前较多采用有限元法预测连杆的疲劳特性^[1-3], 主要以最大拉伸和压缩状态作为疲劳计算的循环应力水平, 随后按高周疲劳方法计算安全系数, 但该方法没有考虑连杆作平面运动产生纵向惯性力的影响。少量文献虽将连杆轴承载荷按函数规

律加载处理^[4-6],但对于连杆装配应力则简化为均匀的轴瓦过盈,导致局部初始应力与实际情况存在差异。因而有必要开展更符合实际的连杆动态疲劳评估方法的研究,以提高连杆的可靠性。

1 疲劳计算方法

连杆疲劳预测的关键在于工作载荷的合理确定,以及载荷的时间行为与疲劳强度的等效模拟。由于连杆受静态装配载荷和动态工作载荷的综合作用,本文提出如图1所示的多轴疲劳分析方法。以某大型柴油机锻钢连杆为对象,首先基于Abaqus软件考虑大小端孔轴瓦、衬套过盈装配的影响;随后采用连杆模态缩减模型进行动力学EHD分析,获得超负荷工况大小端的工作载荷历程,将载荷历程基于时间离散计算连杆的动态应力,结合多轴疲劳分析模型,获得连杆的疲劳危险位置;最后分析研究采用不同的时间离散方法模拟循环应力对疲劳安全系数计算的影响。

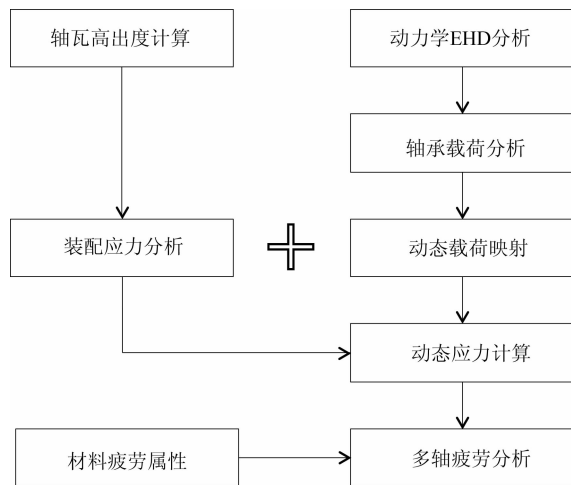


图1 连杆疲劳仿真方法

2 计算模型

2.1 有限元模型建立

针对连杆组件建立精细有限元模型如图2所示,包括连杆(体)、连杆盖、螺柱、上下轴瓦和衬套。对大小端的过渡圆角、杆身油孔以及油槽均作细化处理;网格模型共407 943个节点,275 542个单元;模型各部件按对应材料参数进行设置。

2.2 装配应力分析

连杆装配时,每个螺栓均通过液压拉伸器将大端盖与连杆预紧,此时大端孔已精镗为正圆。在安装轴瓦时,由于连杆大端不能满足各向等刚度的薄壁圆筒假设,简单的按公式施加均匀过盈会引起装

配应力差异,故采用轴瓦余面高出度加载过盈,选取最大高出度作为最恶劣情况校核。由下式计算最大余面高出度^[7-9]:

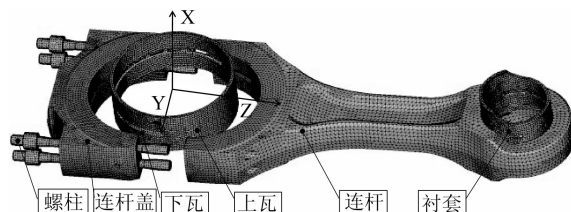


图2 水平切口两段式连杆网格模型

$$\gamma_{\max} = \frac{\pi D P_0}{2 t B E} + h_{\max} + \frac{\pi \Delta}{2} \quad (1)$$

式中: D 为测量座孔直径; P_0 为轴瓦检测力; t 为轴瓦等效壁厚,为实际壁厚减去合金层厚度; B 为轴瓦宽度; E 为轴瓦弹性模量; $h_{\max}$ 为最大检测高出度公差; Δ 为测量座孔直径公差。

此外根据连杆实际装配关系定义接触: 连杆-连杆盖、上瓦-连杆、下瓦-连杆盖、衬套-连杆均为非线性接触滑移关系; 而螺柱-连杆、螺柱-连杆盖则为绑定关系。小端衬套施加最大半径过盈, 大端上下轴瓦施加最大高出度过盈, 并在连杆对称面上施加弹簧弱约束, 消除刚体位移。

通过施加预紧力及轴瓦高出度过盈, 计算得到连杆及轴瓦的静态装配应力。采用间接测试轴瓦应力的方法来标定连杆的装配应力。连杆装配的轴瓦应力测试如图3(a)。测试结果表明: 轴瓦内表面的4个测点以及边缘的3个测点应力值与仿真结果近似一致, 如图3(b)所示, 表明连杆装配应力模拟较为真实。

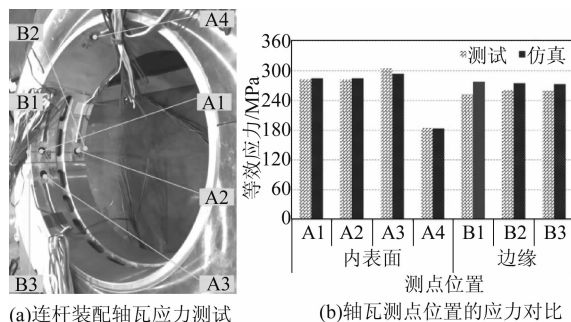


图3 轴瓦装配应力及试验验证

3 动力学 EHD 分析

3.1 动力学模型

为获得最恶劣工况(超负荷工况)连杆的动态载荷,借助AVL Excite商业软件建立连杆缩减动力学模型(见图4)。模型按连杆组件的前20阶

模态刚度进行缩减,大端孔为 7×80 个节点,小端轴孔为 7×60 个节点,保留横向和垂向自由度来模拟大小端轴承的变形;保留连杆质心的 6 个自由度来模拟整体宏观运动。大小端轴承均采用 EHD2 模型模拟与活塞销和曲柄销的连接,用于获得更真实的轴承油膜压力载荷。

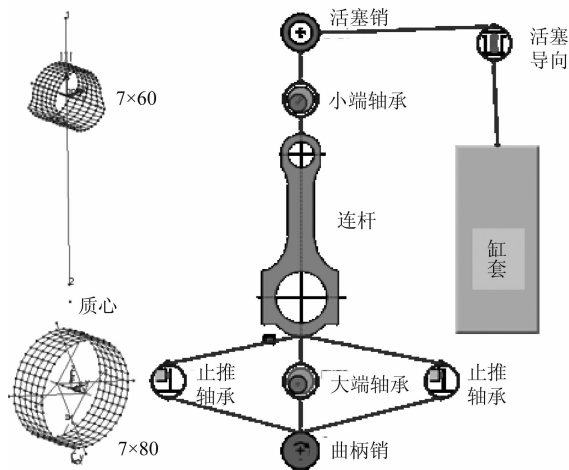


图 4 连杆动力学 EHD 模型

动力学计算参数按设计输入,其中大小端轴承参数见表 1,活塞销上施加实测缸压曲线,见图 5。同时为保证计算结果的收敛稳定性,计算 2 个完整工作循环,以第 2 个循环结果作为后续载荷输入。

表 1 大小端轴孔计算参数

粗糙度峰值 / μm	0.6/0.8
摩擦系数	0.03
弹性系数	0.008
机油类型	SAE 10W-40
供油压力 / MPa	0.5

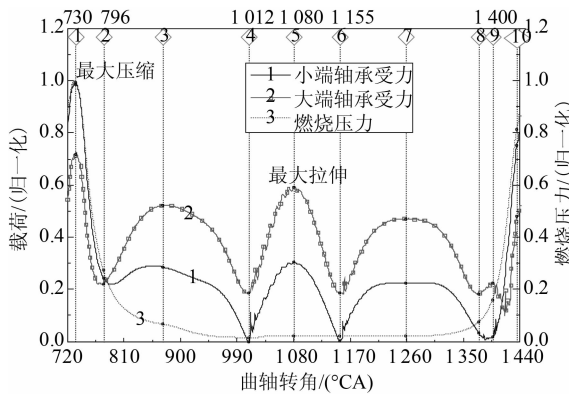


图 5 连杆大小端载荷历程

3.2 轴承载荷分析

针对第 2 个工作循环的大、小端轴承载荷,并与缸压一同绘制载荷历程曲线,见图 5。由图可见:730 °CA 时,活塞位于上止点,小端受力大于

大端受力,连杆处于最大压缩状态;1 080 °CA 时,活塞位于上止点,小端受力小于大端受力,连杆处于最大拉伸状态。而在 796 °CA 至 1 400 °CA 过程中,大端受力始终大于小端受力,表明在这过程中连杆处于拉伸状态,反之则处于压缩状态。

由图 5 还可见:大、小端受力不等,这是由于分析时考虑了加速度引起惯性力的影响,占最大载荷的 20% ~ 30% 左右,说明将连杆受力简化为拉压二力杆与实际存在差异。

结果还表明:在 1 012 °CA 和 1 155 °CA 时,连杆小端基本不受力,而大端纵向 (Y 向) 受力,占最大负荷的 20%,这在常规计算中无法考虑。此外,还有 6 个典型状态分别出现在载荷历程的“极值和拐点”时刻,这 10 个状态基本可代表连杆载荷变化趋势。

3.3 动态载荷加载

对于连杆动态应力分析,取一个 720 °CA 循环的典型状态表示连杆的应力变化历程,按 144 个时刻 (每 5 °CA 间隔) 映射到轴瓦和衬套内表面,2 个典型时刻加载示意如图 6;此外还加载对应时刻的加速度、角速度,用于考虑惯性力的影响。

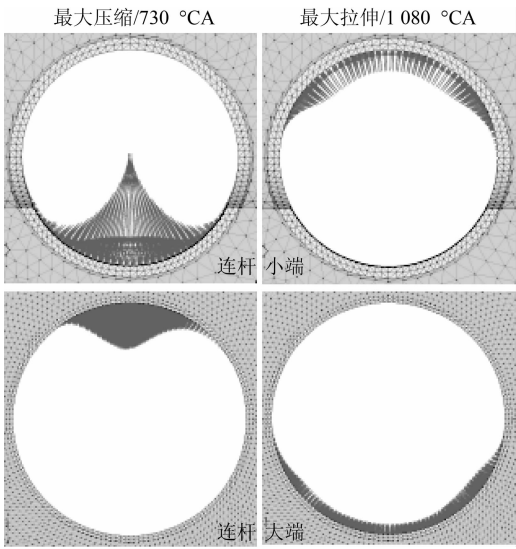


图 6 典型时刻的油膜压力加载示意

4 动态应力结果

由于连杆动态应力水平直接决定了疲劳强度,因此针对动态应力分别从典型状态的应力分布及典型位置的应力变化进行分析。

4.1 典型状态的应力结果

连杆工作中最大压缩、最大拉伸、横向最大、横向最小 4 个时刻的应力分布如图 7。在最大压缩时,连杆体主要承受压缩载荷,在杆身、小头承压

处以及大端孔附近有部分高应力区域,左右两侧呈对称分布。在最大拉伸时刻,连杆小端孔水平位置有部分高应力区域。此外在大端轴孔横向最大、最小受力时刻,在载荷作用下的轻微横向弯曲是与拉压变形同样重要的变形形式,这是由于左右摆动的横向惯性力使连杆产生弯曲效应。

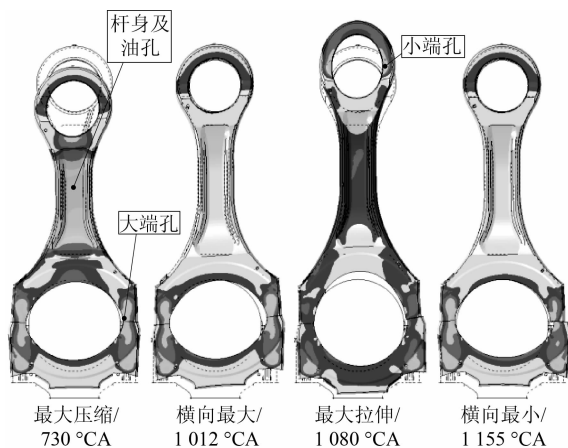


图7 典型时刻连杆等效应力云图

4.2 典型位置的动态应力结果

选取杆身、杆身油孔、小端孔、大端孔4个考察点,获得一个工作循环的等效应力变化曲线,见图8。杆身及杆身油孔的动态应力变化基本相似,变化形态同连杆大小端的载荷形态,说明杆身应力与载荷密切相关,呈拉压交替变化。其中油孔处的应力幅值最大,在结构设计中应关注,特别是油孔直径,避免导致应力集中程度加大。小端孔的应力变化较简单,在最大拉伸时有一个峰值。而大端孔处的应力变化较复杂,有较大的初始应力,这与初始的装配应力密切相关,随后经历多次交替变化。各处的应力均小于材料屈服强度,属于低应力水平的周期性变化。

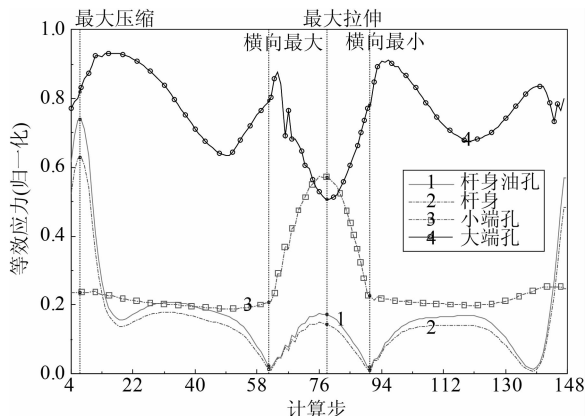


图8 典型位置动态应力变化曲线

5 连杆疲劳分析

5.1 疲劳分析模型

借助商业疲劳分析软件 Femfat 计算连杆疲劳强度。其方法是基于修正的 Miner 法则和线性累积损伤理论,将每个节点的工作循环应力历程按雨流计数法计算平均应力和应力幅;随后以“循环应力比为恒定值”的过载方式,按无限循环寿命计算疲劳安全系数。计算时结合材料试件的疲劳 Haigh 图(图9)。以示意工作点 W 为例,疲劳安全系数计算公式为^[10]:

$$SF = \frac{\sigma_{a,L}}{\sigma_{a,W}} \quad (2)$$

式中: $\sigma_{a,W}$ 为工作点对应的应力幅, $\sigma_{a,L}$ 为试件材料所允许的应力幅限值。

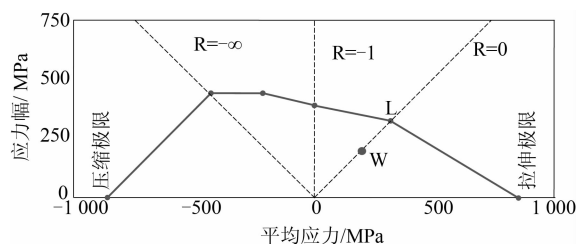


图9 材料试件的疲劳 Haigh 图

计算疲劳安全系数时,连杆工作时的循环应力由前文动态应力计算结果提供,同时考虑应力梯度、表面粗糙度和统计概率因素对疲劳的影响。

5.2 疲劳计算结果

(1) 超负荷工况的疲劳安全系数

按 5° 间隔共 144 个连杆应力状态,计算得到疲劳安全系数分布如图 10。可见:安全系数较小的位置出现在小端孔、大端孔,杆身及油孔位置是结构危险位置,其中杆身油孔位置的安全系数最小,为 1.62,但仍满足疲劳设计要求。实机已累积运行 1 000 h 以上,同样验证了疲劳可靠性满足要求。

(2) 不同等效循环应力法对安全系数的影响

为分析采用不同的等效方法模拟连杆工作的循环历程,进而对疲劳安全系数的影响,设计如表 2 所示的 3 方案进行比较。

表2 动态应力的等效历程方案

方案名称	选取应力等效历程的方法	应力状态
精细-144	5°间隔选取	144 个
简化-10	拐点和极值选取	10 个
简化-2	最大拉伸与压缩状态选取	2 个

采用 3 种等效方法模拟连杆应力历程,进行疲

劳计算,得到连杆4个危险位置的安全系数变化如图11。可见:(1)按“拐点和极值法”选取的10个应力状态等效与按“5°间隔法”选取144个应力状态等效的安全系数基本相似,杆身及油孔的安全系数基本无变化,仅大小端孔安全系数稍有差异,误差约3%。表明按“拐点和极值法”等效连杆的实际应力循环历程,计算效率高。(2)按“最大拉伸和压缩状态法”等效,杆身及油孔的安全系数基本无差异,大小端孔的安全系数增大9%,主要原因在于等效循环应力时,忽略了连杆纵向摆动引起的弯曲对连杆大小端的影响。

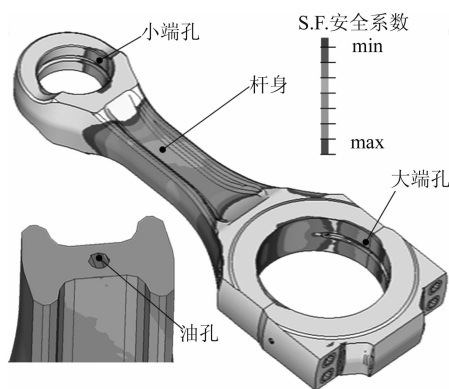


图10 超负荷工况的疲劳安全系数分布

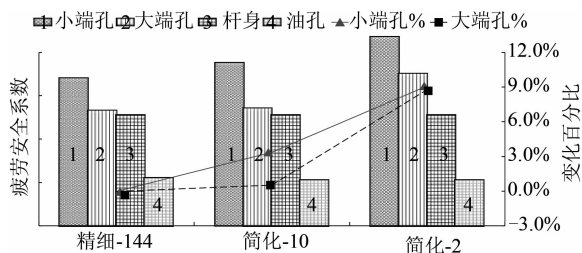


图11 不同等效方法对安全系数的影响

6 结论

以某大型柴油机连杆为研究对象,通过有限元与动力学联合求解的方法获得连杆的应力历程,并以多轴疲劳方法预测了连杆的疲劳危险位置,得到以下结论:

(1) 该大型连杆结构的最危险位置出现在杆身油孔处,满足疲劳要求。

(2) 基于动力学获得动态载荷历程,并按历程的拐点和极值法模拟,能真实高效地反映连杆动态疲劳危险位置。

(3) 按最大拉伸和压缩状态法模拟疲劳,仅能反映拉压为主的杆身及油孔的疲劳,不能体现纵向摆动对大小端孔的疲劳影响。

参考文献

- [1] 杜宪峰,张磊,李志勇,等.基于CAE技术的连杆结构强度评价及疲劳特性研究[J].机械设计与制造,2016(11):233-236.
- [2] 王远,朱会田,曹永晟,等.基于有限元法的发动机连杆疲劳强度分析研究[J].机械传动,2010,34(3):68-71.
- [3] 吴波,魏志明,王红丽,等.柴油机连杆疲劳强度评价研究[J].车用发动机,2014(2):6-10.
- [4] 朱小平,刘震涛,张鹏伟,等.基于AVL-Excite的内燃机连杆轴承润滑仿真分析[J].机电工程,2012,29(2):142-145.
- [5] 李一民,郝志勇,曾小春.考虑油膜润滑的连杆有限元分析[J].浙江大学学报(工学版),2012(7):1233-1237.
- [6] 王林军.LR4105柴油机曲轴、连杆动应力分析研究[J].拖拉机与农用运输车,2006(3):69-70+80.
- [7] CARLSON B L, RUFF J H. New considerations in connecting rod design [J], SAE Paper 1983: 831323.
- [8] 张道中.内燃机轴瓦设计参数的合理选用[J].内燃机,1988(1):16-20.
- [9] 张有萱.船用柴油机设计手册[M].北京:国防工业出版社,1983:551-552.
- [10] HAIBACH E. Analytical strength assessment of components in mechanical engineering (5th edition) [M]. Frankfurt FKM Guideline, 2003.